

Прогнозування роботоспроможності листопрокатних валків на основі змішаного механізму руйнування

С. В. Білодієнко, О. М. Гречаний, А. В. Яцуба

Виявлений механізм змішаного руйнування валків, що призводить до поступового зростання дефектів від поверхневих пошкоджуючих процесів. Встановлена послідовність змін напружень у небезпечних зонах валка за один його оберт. Розроблений алгоритм прогнозування періоду життєвості, заснований на лінійній моделі зростання дефекту. Проблеми дії різноманітного механізму руйнування та нестационарності навантаження валків вирішуються методом кривих живучості

Ключові слова: листопрокатний валок, діагностування роботоспроможності валка, поверхневий дефект металу, технічне обслуговування прокатного стану

1. Введение

Валки, являясь инструментом для массового производства металлопроката, всегда находились в зоне особого интереса технологов и механиков металлургической промышленности. После того, как валки станут удовлетворительно отвечать технологическому регламенту, на первый план выходят вопросы их стойкости. Наиболее дорогостоящие валки листопрокатных станов по классификатору основных средств производства отнесены к 3-й (рабочие валки, 3–5 лет полезного использования) и к 4-й (опорные валки, 5–7 лет полезного использования) амортизационным группам [1]. Такие сроки службы закладываются при проектировании путем обеспечения запасов конструкционной прочности тела валка для требуемой долговечности с учетом установленного количества перешлифовок рабочей поверхности, которая проверяется по контактными давлению.

На металлургических предприятиях организованы службы валкового хозяйства, следящие исключительно за состоянием и ремонтом валков. Анализ отказов, проведенный по четырем непрерывным листопрокатным станам, показал, что примерно треть аварий, происходящих на рабочих клетях и главных линиях, обусловлена разрушениями валков. В основном, разрушаются рабочие валки, поломки опорных валков единичны [2].

Масса отдельных валков может достигать несколько десятков тонн, а их стоимость – несколько сотен тысяч евро. Ясно, что аварийный отказ валка негативно сказывается на экономике производства. Это заставляет обслуживающий персонал снимать валок с эксплуатации после нормативного количества его перешлифовок и достижения минимального диаметра рабочей части. С другой стороны, учитывая наличие цехового парка валков, насчитывающего несколько десятков комплектов, преждевременная (до исчерпания технического ресурса)

отправка валков в утиль также существенно удорожает стоимость проката. Менеджмент большинства металлургических предприятий ставит в качестве одной из актуальных задач снижение расхода валков, что достигается различными путями. Но для этого, прежде всего, необходимо достоверно прогнозировать техническое состояние и остаточный ресурс валков.

Чтобы иметь такую возможность при эксплуатации, на стадиях проектирования и изготовления следует подготовить соответствующую информационную базу о свойствах валка и его исходном ресурсе. Это требует более детальной разработки моделей деградационных процессов, нежели это делается при расчете запасов прочности. С точки зрения надежности, валок обладает признаками сложной технической системы, поскольку на него воздействует ряд повреждающих процессов. При этом не каждый из них ведет непосредственно к утере работоспособности, но каждый из них ведет к неисправному состоянию валка, при котором ухудшается качество проката. Работоспособность валка связана с объемными явлениями: его полным разрушением или отслаиванием крупных массивов металла вследствие глубинной усталости. Опасность этих явлений усугубляется отсутствием визуальных диагностических признаков. Поверхностные же явления (трибологические, термические) успешно, хотя и хлопотно, диагностируются при эксплуатации. Используя понятия технической диагностики, можно считать, что исправность валка поддерживается обслуживанием по техническому состоянию. Однако в целом, валки эксплуатируются либо до нормативного ресурса, либо до отказа (разрушения). Они редко эксплуатируются до предотказного состояния, предусмотренного проактивной стратегией обслуживания. Таким образом, стратегия технического обслуживания и ремонта валков не соответствует стратегии их использования. Это объясняется сложностью диагностирования работоспособных состояний и очевидностью диагностирования исправных состояний. В результате отсутствует возможность оценить степень выработки ресурса самого тела валка (не его поверхности).

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

Традиционно, здесь преобладают исследования стойкости валков, которые проводят технологи-прокатчики. В них математико-статистическими методами получают апостериорные модели срока службы валков, которые применимы для прогнозирования ресурса валков стана – объекта исследований [3–5]. Имеется потребность в априорных моделях работоспособности, основанных на вероятностно-физических методах надежности.

Изучая природу отказов валков, специалисты пришли к выводу, что существенную роль в проблеме стойкости играют процессы взаимодействия рабочих валков с металлом и опорными валками. При этом в зоне контакта, наряду с областью сцепления, имеется область скольжения, в которой происходят фреттинг-процессы, где начало и распространение разрушения происходит по II моде (поперечный сдвиг) [6]. Установлено, что пороговое значение КИН для сталей $\Delta K_{thII} = 3 \dots 6 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{0,5}$, что в 1.5...3 раза меньше, чем пороговое значение КИН для I моды разрушения (нормальный отрыв) [7, 8]. При контакте валков между собой в их подповерхностных слоях появляются знакопеременные каса-

тельные (реверсные) напряжения, составляющие сотни МПа. Поскольку эти напряжения в пределах площадки контакта поверхности изменяются циклически, то для инициирования разрушения достаточно иметь несплошность в сотые доли миллиметра или несколько структурных единиц материала [6]. Для таких крупногабаритных деталей как валки прокатных станов это значит, что разрушение начинается, практически, от начала эксплуатации. Реверсные напряжения отвечают за появление внутренних трещин, которые ведут к отслаиванию массивов металла валков (spalling), распространенному виду отказов валков чистовых клетей [8]. Наличие тангенциальных сил трения в площадках контакта ведет к тому, что касательные напряжения с глубины выходят на поверхность. Особенно это ярко проявляется при нарушении процесса прокатки в виде складывания полосы (cobble) [9]. В результате появляются стреловидные трещины, уходящие с поверхности под наклоном вглубь тела валка [10]. Трещины II моды, возникающие в результате контактной усталости, не могут привести к разрушению валка, так как при их росте КИН снижается. На некоторых металлургических предприятиях наличие поверхностных трещин не является браковочным признаком. Для дальнейшего развития таких трещин нужны дополнительные условия с новыми механизмами разрушения. Например, выкрашивание валков (pitting) связано с развитием стреловидной трещины по I моде из-за ее гидорасклинивания со стороны смазывающе-охлаждающей жидкости, которой орошают валки [10]. В конкретных условиях деформирования реальной детали возможны различные сценарии чередования механизмов разрушения, благодаря которым образуется последующая стадия ресурса [6]. Выявлению механизмов окончательного разрушения валка после развития в нем дефектов от поверхностных явлений посвящена данная работа.

Таким образом, раннее трещинообразование делает целесообразным построение диагностических моделей валков на основе методов механики разрушения [11]. Подобные модели начали использовать с 70-х годов для спроектированного листопрокатного стана 5000 [12]. Силовые критерии хрупкого разрушения в настоящее время широко используются для обоснования предельного размера дефектов в объеме валка [13]. Период развития трещиноподобного дефекта рассматривается только для поверхностных явлений, инициирующих объемное разрушение [14]. Особое внимание уделяется изучению процессов спеллинга валков, происходящих на рабочем участке. В частности, для рабочих листопрокатных валков причиной подповерхностных трещин могут являться процессы термоциклирования [15]. Также представляет интерес перехода малых трещин в распространяющиеся трещины [16]. Причиной появления поверхностных трещин в опорных листопрокатных валках чаще всего является контактная усталость [17]. Однако недостаточно внимания уделяется вопросам прогнозирования ресурса валков по их окончательному разрушению.

3. Цель и задачи исследования

Целью работы является построение диагностического алгоритма оценки технического состояния листопрокатных валков и прогнозирования остаточного ресурса.

Для достижения данной цели были поставлены следующие задачи:

- рассмотреть характер и оценить возможность воздействия внутренних силовых факторов относительно дефекта в металле валка при прокатке на долговечность при циклическом нагружении;
- выявить последовательность действия механизмов разрушения и напряжений на стадии развития дефекта;
- разработать алгоритм определения живучести валков и проверить его эффективность для непрерывного листопрокатного стана.

4. Оценка живучести валка прокатного стана

4. 1. Внутренние силовые факторы валка при прокатке

Валок представляет собой короткую балку, работающую в условиях поперечного изгиба. Действие поперечных сил приводит к образованию касательных напряжений, которые в инженерной практике можно оценить по напряжению среза:

$$\tau_{sh} = \frac{P}{2 \cdot A}, \quad (1)$$

где P – усилие прокатки; A – площадь поперечного сечения.

Касательные напряжения кручения определяют как:

$$\tau_{tr} = \frac{M}{0,2 \cdot D^3}, \quad (2)$$

где M – момент прокатки:

$$M = P \cdot h.$$

Для валка (рис. 1) соотношения между касательными напряжениями от момента и усилия прокатки и нормальными напряжениями изгиба σ от усилия прокатки выглядят так:

$$\tau_{sh} / \sigma = 1 / 8 \gamma_{lb}, \quad (3)$$

$$\tau_{sh} / \tau_{tr} = 1 / 8 \gamma_{lb}, \quad (4)$$

где $\gamma_{lb} = L/D$, $\gamma_{lh} = h/D$ – соответственно, коэффициенты плеча при изгибе и кручении.

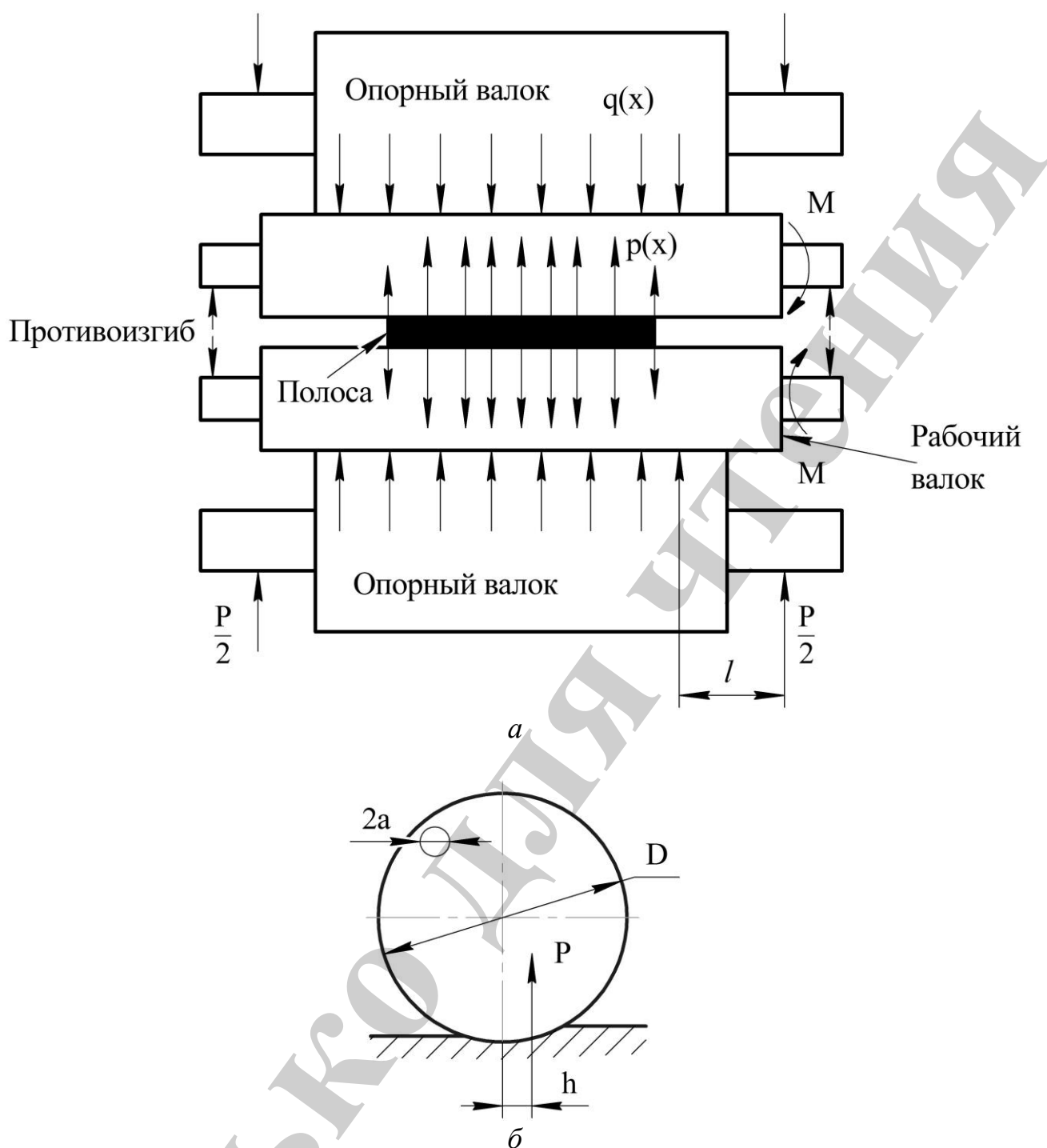


Рис. 1. Прокатка полосы (strip) в клетях типа кварто: *a* – схема нагружения рабочего (work roll) и опорного (back-up roll) валков распределенными силами $p(x)$ и $q(x)$ от усилия прокатки P и противоизгиба (bending force); *b* – схема расположения сферического дефекта в приповерхностном слое валка

Учитывая, что для листопрокатных валков величина $\gamma_{lb} < 1$, а величина $\gamma_{lh} \ll 1$, касательные напряжения τ_{sh} сравнимы с напряжениями изгиба σ и превышают напряжения кручения τ_{tr} . Поскольку при расчете прокатных валков по запасам прочности учитывается напряжение τ_{tr} , то нет смысла не учитывать напряжения τ_{sh} . Тем более, что частота изменения напряжений τ_{sh} существенно

выше, чем у напряжений τ_{tr} (рис. 2, а). Она соответствует частоте оборота валков. А частота изменения напряжений кручения определяется, в первую очередь, периодом выхода прокатываемой полосы из валков. Следовательно, интенсивность накопления усталостных повреждений от напряжений τ_{sh} должна быть выше.

Это относится не только к бочке валка, где активны поверхностные деградационные процессы. В шейках валков нормальные напряжения, как правило, незначительны и с помощью традиционно используемой модели прочности валков в виде сопротивления совместному изгибу и кручению сложно объяснить разрушения в этих зонах. Но именно состояние шеек во многом определяет полный ресурс валка до его списания, поскольку их сложно восстанавливать при ремонтах. Дефекты здесь появляются от воздействия охлаждающей жидкости и могут иметь коррозионную природу.

Выходящие на поверхность валка сульфиды существенно снижают его усталостную прочность [18].

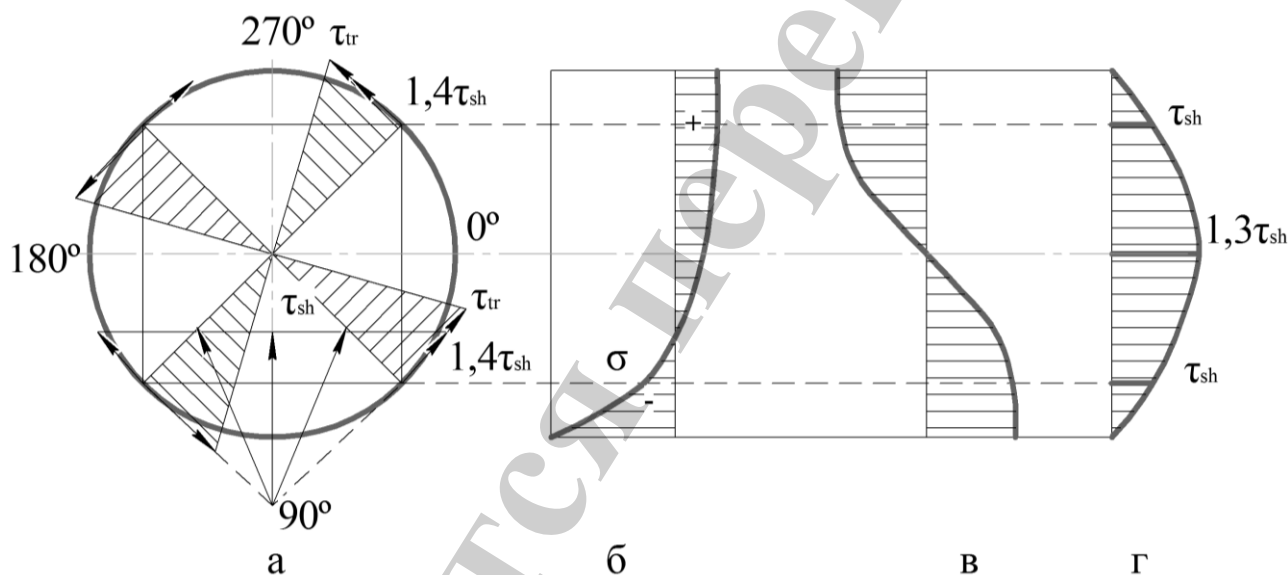


Рис. 2. Напряженное состояние валка: а – распределение касательных напряжений в поперечном сечении; б – распределение нормальных напряжений в продольном сечении; в – искривление поперечного сечения по длине валка; г – распределение касательных напряжений в продольном сечении

Кроме этого, стремление технологов улучшить плоскостность проката путем увеличения жесткости клетки побуждает использовать в опорах валков многорядные подшипники, зазоры в которых выбираются при относительно малых усилиях прокатки и дальнейшее деформирование валка происходит по принципу заземленной балки. В результате, под подшипниками валок подвергается дополнительному усталостному процессу от нагружения изгибом с вращением, амплитуда которого равна изгибающему моменту в бочке валка. Поскольку диаметр шеек меньше, чем бочек, то напряжения и повреждения здесь выше.

Это говорит об актуальности исследований влияния смешанного характера разрушения на ресурс валков.

Ряд особенностей, которые наиболее ярко проявляются для призматических образцов, был обнаружен авторами при испытаниях различных сталей на трехточечный изгиб. Исследовалось влияние расстояния между опорами образца (длина пролета) на сопротивление усталости. Как и в ситуации с валками, этот фактор характеризуется коэффициентом плеча γ_{lb} в виде отношения высоты образца к полудлине пролета. С его снижением и повышением градиента напряжений, в том числе и по длине образца, изменяются закономерности роста трещин. Зародившись на нижней растянутой грани образца как полукруглая с соотношением полуосей $c/a=1$ (рис. 3), при больших пролетах трещина стремится превратиться в краевую прямолинейную трещину отрыва. Если максимальные циклические напряжения достаточны для достижения критического КИН K_{Ifc} , то разрушение происходит, когда фронт трещины еще криволинейный. Поверхностная трещина более интенсивно растет по нижней грани.

При сокращении пролета интенсивность роста в этом направлении снижается, а соотношение c/a растет, то есть трещина дольше сохраняет округлую форму. Дальнейшее сокращение пролета показывает, что текущая форма трещины ощутимо изменяется: величина c/a становится больше единицы, поскольку наблюдается более интенсивный рост трещины вверх по боковой грани. Для количественной оценки формы трещины используется зависимость между соотношением c/a и относительной ее глубиной c/D . Обычно для этой модели применяют степенную функцию, но в данном случае можно ограничиться линейной зависимостью: $c/a=1+q(c/D)$. Величина интенсивности изменения формы q составляет: $q=-1,2(\gamma_{lb}=5)$; $q=-0,7(\gamma_{lb}=2)$; $q=0,1(\gamma_{lb}=1)$ (рис. 3).

Вполне очевидно, что с уменьшением коэффициента плеча возрастает влияние II моды разрушения.

Критическое значение глубины трещины нормального отрыва c_c , полученное для условий $\gamma_{lb}=5$, не является таковым для условий $\gamma_{lb}=1$ и не ведет к мгновенному хрупкому разрушению. Вместо этого наблюдается рост трещины со скоростями $10^{-7}-10^{-6}$ м/цикл в направлении максимальных сдвиговых напряжений τ_{sh} , где отсутствуют напряжения изгиба. При этом трещины начинают отклоняться от перпендикулярного к нижней грани направления, что характерно для поперечного сдвига. При анализе смешанного разрушения предельное состояние оценивалось по эквивалентному КИН: $K_e=(K_I^2+K_{II}^2)^{0.5}$, где K_I и K_{II} – действующие КИН для соответствующей моды [19]. Для краевых трещин, учитывая тарировочные поправки к K_I и K_{II} [20], сдвиговые деформации увеличивают величину K_e на 12–15 % и снижают величину c_c на треть или на четверть.

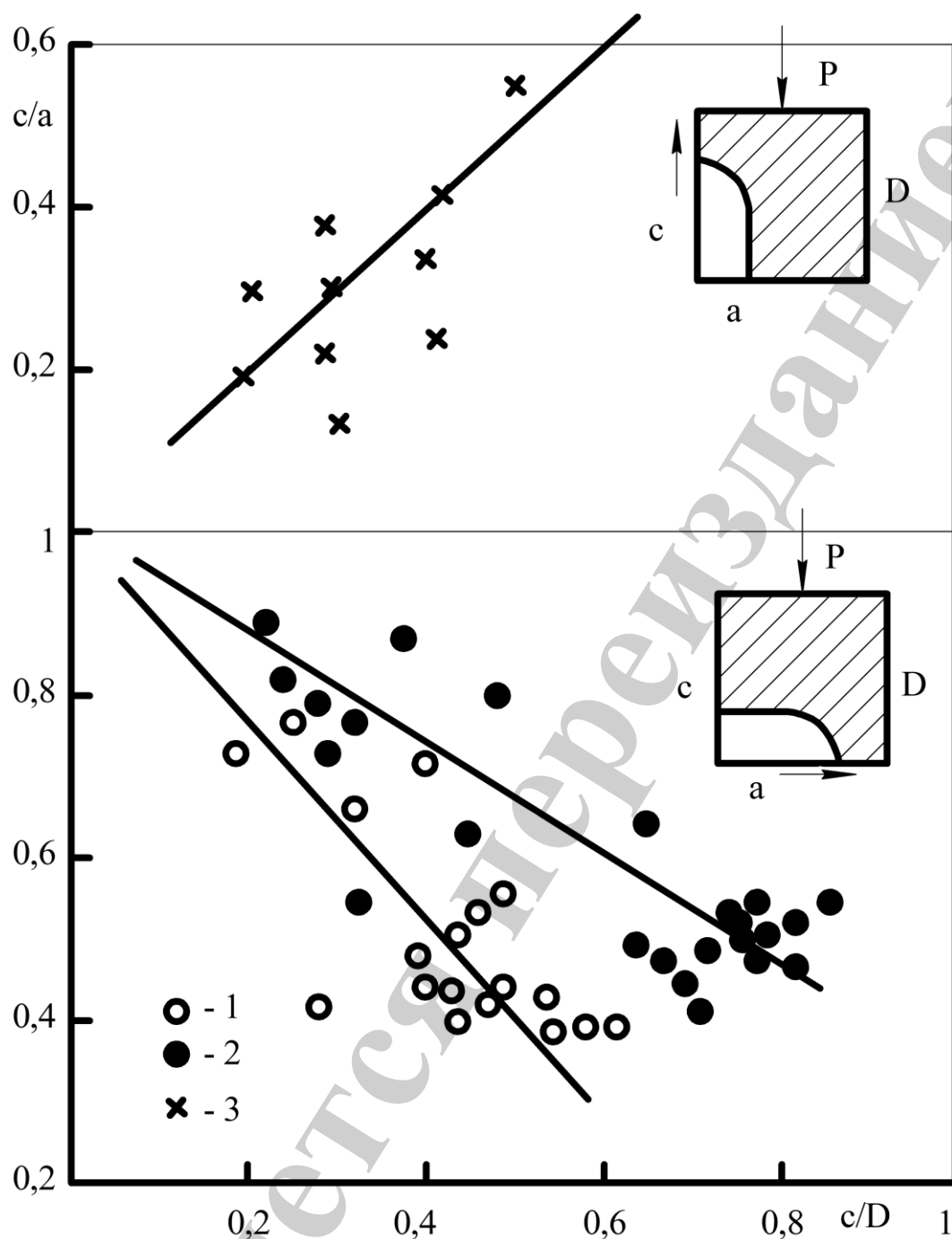


Рис. 3. Изменение формы трещины для призматических образцов из низколегированных сталей при трехточечном изгибе:
1 – $\gamma_{Lb}=5$, 2 – $\gamma_{Lb}=2$, 3 – $\gamma_{Lb}=1$

Еще одна особенность поведения материалов при поперечном изгибе связана с ростом циклической прочности при сокращении пролета, если для критерия использовать нормальные напряжения. Об этом свидетельствуют усталостные испытания вязкой стали 09Г2 ($\sigma_B=462$ МПа, $\sigma_T=328$ МПа, $\psi=0,56$): при снижении коэффициента плеча от $\gamma_{Lb}=2,5$ до $\gamma_{Lb}=1$ пределы выносливости, выраженные в максимальных условно упругих напряжениях цикла, возрастают на 20 %. Можно предположить, что для истинных напряжений, учитывающих раннее появление в данной стали пластических деформаций, эта разница будет

несущественна. Однако и для термоупрочненных сталей, например, стали 40Х ($\sigma_B=1480$ МПа, $\sigma_{0,2}=1180$ МПа, $\psi=0,43$), наблюдается увеличение долговечности, практически на порядок при переходе от $\gamma_{lb}=2,5$ до $\gamma_{lb}=1$. А в этой ситуации истинные напряжения изгиба приближены к условно упругим нормальным напряжениям. Здесь фактор плеча γ_{lb} проявляет себя аналогично фактору концентрации напряжений, но в отличие от него снижения предела выносливости в многоцикловой области не происходит. Это связано с характером распределения нормальных напряжений при $\gamma_{lb}=1$ и депланацией сечений при поперечном изгибе (рис. 2, б, в). Приведенные факты убеждают в том, что для условий работы прокатных валков нормальные напряжения не контролируют полностью процессы накопления усталостных повреждений в теле валка.

4. 2. История нагружения валка

Металл валков находится в условиях сложного напряженного состояния, для которого обычно устанавливается эквивалентный критерий предельного состояния. Для крупных сечений такие модели не всегда достоверны. В настоящее время более эффективным признается локально-деформационный подход, предполагающий, что элементарный объем металла (дефект) последовательно подвергается различным типам деформаций, в результате чего образуется смешанная (комбинированная) история нагружения. В этом аспекте разработаны истории изменения напряжений за оборот валка для всех мод разрушения (рис. 4).

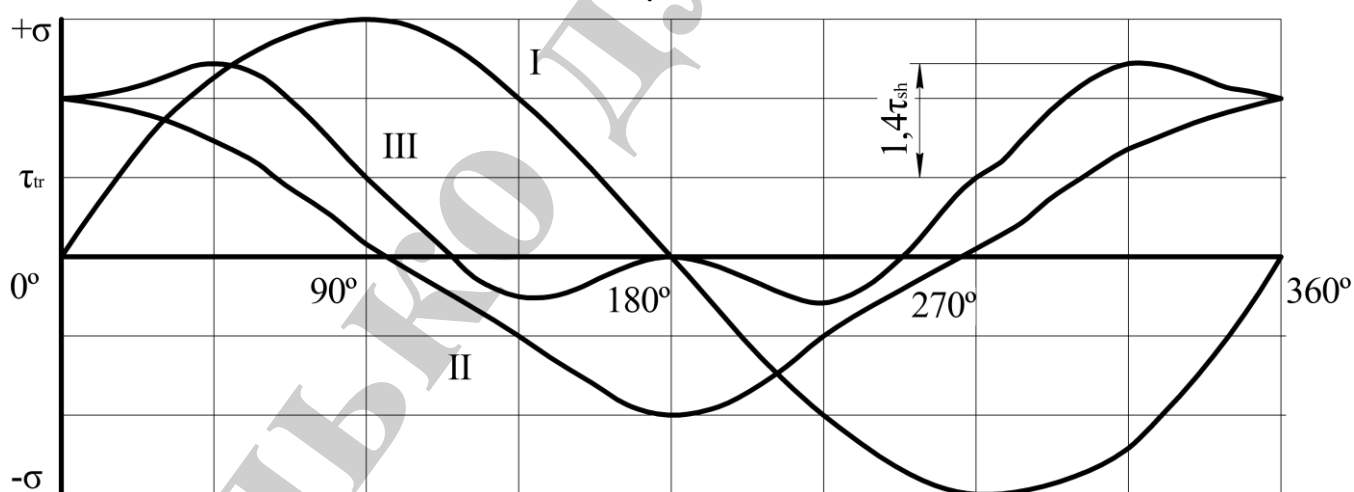


Рис. 4. Изменение напряжений при смешанном нагружении валка для I, II, III мод разрушения

Основные параметры циклического процесса – размах напряжений $\Delta\tau$ и $\Delta\sigma$, а также коэффициент асимметрии цикла R , вычисляются по формулам:

$$\Delta\sigma_I = \sigma, \quad R_I = -1. \quad (5)$$

$$\Delta\tau_{II} = 2.8 \cdot \tau_{sh}, \quad R_{II} = -1. \quad (6)$$

$$\Delta\tau_{III} = 2(1.4\tau_{sh} + \tau_{tr}), \quad \Delta\tau_{III} = 2(1.4\tau_{sh} + \tau_{tr}). \quad (7)$$

Присутствие *III* моды обусловлено не только передачей валками крутящего момента, но и изменением направления касательных напряжений τ_{sh} относительно дефекта. Эти напряжения являются амплитудными для процесса *III*, а напряжения от кручения τ_{tr} играют здесь роль среднего напряжения цикла.

Для рабочих валков клетей кварто напряжения изгиба и среза определяются по усилиям системы противоизгиба, а для опорных валков напряжения кручения определяются моментом холостого хода.

4. 3. Определение скорости развития дефекта методом кривых живучести

Проинтегрировав уравнение Пэриса, получают зависимость между периодом роста трещины N и действующими номинальными напряжениями σ . В качестве параметра здесь выступает диапазон между начальным и конечным размером трещины. По аналогии с кривой усталости, такую σ – N диаграмму можно назвать кривой живучести. Получив кривые живучести для каждой моды разрушения, можно рассчитать итоговую долговечность для смешанного нестационарного процесса, суммируя относительные долговечности [2, 6].

В аналитическом виде указанное интегрирование можно осуществить, если тарировочная поправка к КИН не зависит от глубины трещины. В данном случае – это круговая (в сечении) трещина, которая применительно к валкам принята для модели допустимого дефекта [11, 12]. Такая несколько упрощенная модель выглядит правомерной, поскольку источником разрушения при контактно-усталостных процессах служат глобулярные неметаллические микровключения, имеющиеся в металлах [21, 22]. Это дает возможность использовать однотипные формулы для вычисления действующего КИН [11, 12]:

$$\begin{aligned} \Delta K_I &= 1.13 \cdot \Delta\sigma_I \sqrt{a}; \quad \Delta K_{II} = 1.33 \cdot \Delta\tau_{II} \sqrt{a}; \\ \Delta K_{III} &= 0.93 \cdot \Delta\tau_{III} \sqrt{a}. \end{aligned} \quad (8)$$

Для валковых материалов разработана схематизированная диаграмма усталостного разрушения для различных мод. Приняв пороговое значение КИН для второй моды $\Delta K_{IIth} = 4 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{0.5}$, используя полученную модель, определяют условно критические КИН $\Delta K_I^* = \Delta K_{II}^* = 40 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{0.5}$, $\Delta K_{III}^* = 53 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{0.5}$ (соответствуют скорости роста трещины $v = 10^{-7} \text{ м/цикл.}$). Пороговые КИН устанавливаются как: $\Delta K_{Ith} = 12,6 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{0.5}$ (соответствует $v = 10^{-9} \text{ м/цикл.}$), $\Delta K_{IIIth} = 5,3 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{0.5}$ (соответствует $v = 10^{-10} \text{ м/цикл.}$, как и для ΔK_{IIth}). Это дает следующие показатели наклона пэрисовского участка диаграммы: $n_I = 4$, $n_{II} = n_{III} = 3$. При величине $n = 3$ известно решение уравнения Пэриса для определения числа циклов живучести:

$$N_i = \frac{2 \cdot 10^7 \left[\Delta K_i^* (1 - R_i)^{\chi_i} \right]^3}{\pi^{1.5} (\Delta \tau_i \cdot f_i)^3 \cdot \sqrt{a_{0i}}} \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{a_{0i}}{a_{ci}}} \right), \quad (9)$$

где $i = I, II, III$ – мода разрушения; χ_i – чувствительность КИН к асимметрии цикла; f_i – тарировочная поправка ($f_{II}=0,75$, $f_{III}=0,52$); a_0 и a_c – соответственно, начальный и конечный радиус дефекта.

Здесь величина a_0 подразумевает начальный размер дефекта, с которого начинается окончательная стадия его развития, заканчивающаяся «объемным» разрушением валка. Она определялась как:

$$a_{0i} = \frac{\left[\Delta K_{ith} \cdot (1 - R_i)^{\chi_i} \right]^2}{f_{ia} \cdot \Delta \tau_i^2}, \quad (10)$$

где $f_{Ia}=1.28$, $f_{IIa}=1.77$, $f_{IIIa}=0.85$ – поправочные коэффициенты для определения размеров дефекта.

Принято $\chi_I=0.75$, $\chi_{II}=\chi_{III}=0.5$, для a_I в (6) следует подставлять $\Delta \sigma$.

Конечная величина a_c может быть выбрана как критическая из условий хрупкого разрушения или же из возможностей диагностирования валка. В данном случае удобно принять 100-кратное увеличение исходного дефекта, которое реально обнаружить при эксплуатации. Для принятого в примере значения $\gamma_{Ib}=0,25$ критическая величина $a_{0I} > 100a_{0II}$, что исключает вклад I моды на этом этапе разрушения. Влияние фактора a_c на период живучести менее значимо, чем влияние других факторов, что объясняется высокими скоростями роста трещин при приближении ее к критическому размеру [23].

Объединив уравнения (5) и (6), получаем уравнения наклонных участков кривых живучести:

$$\Delta \tau_i^2 \cdot N_i = B_i, \quad (11)$$

где $B_i=B_{II}=9,7 \cdot 10^9$ для 1-го периода разрушения за счет II моды, когда $a_{cII}=a_{0III}$; $B_i=B_{II}=8,5 \cdot 10^9$ для 2-го периода разрушения за счет II моды, когда $a_{cII}=100a_{0II}$; $B_i=B_{III}=73,6 \cdot 10^9$ для 2-го периода разрушения за счет III моды, когда $a_{cIII}=a_{cII}=100a_{0II}$.

Равенство показателя степени уравнения (7) $m=2$ однозначно следует из (5) и (6) для принятых моделей сопротивления разрушению. Это обуславливает довольно крутой наклон кривых живучести, говорящий об относительно слабом влиянии напряжений на период роста трещин.

Тогда для блока напряжений с параметрами ступеней $\Delta \tau_{shj}$ и C_j (относительная длительность) по формуле $\tau_{she} = \sqrt{\Sigma C_j \cdot \Delta \tau_{shj}^2}$ определяется его эквивалентное напряжение, после чего можно найти эквивалентные скорости роста трещины (табл. 1) как отношение интервала ($a_c - a_0$) к периоду N . По кривым живучести (7) определяется число циклов N_{II} для 1-го периода разрушения, которое соответствует числу оборотов валка. Также определяются числа циклов N_{II}' и N_{III} для 2-го периода разрушения.

Таблица 1

Определение скоростей развития кругового дефекта для зоны валка, где $\gamma_{lb}=0,25$ при $\gamma_{lh}=0,0025$ и $a_{cII}/a_{oII}=100$

τ_{she} , МПа	a_{oII} , мм	a_{oIII} , мм	$N_{II} \cdot 10^{-7}$, об.	$N_{\Sigma 2} \cdot 10^{-7}$, об.	$v_{II} \cdot 10^{10}$, м/об.	$v_{\Sigma 2} \cdot 10^8$, м/об.
5	40	148	38,5	30,4	2,8	1,0
10	10	37,0	9,6	7,6	2,8	1,27
15	4,5	16,7	4,1	1,9	2,98	2,2
20	2,5	9,2	2,4	1,9	2,8	1,27
25	1,6	6,0	1,5	1,2	2,85	1,28
30	1,1	4,1	1,1	0,9	2,8	1,25
35	0,8	3,0	0,8	0,6	2,8	1,2

Когда на валок воздействует комбинированное нагружение по II и III модам (2 период), число циклов живучести будет:

$$N_{II+III}=[0,5((1/N_{III})+(1/N_I'))]^{-1}. \quad (12)$$

В числах оборотов валка это будет вдвое меньше: $N_{\Sigma 2}=0,5 N_{II+III}$. Общее число оборотов валка, определяющее его живучесть, будет:

$$N_{\Sigma}=N_{II}+N_{\Sigma 2}. \quad (13)$$

На 1 и 2 периодах наблюдаются разные скорости роста v_{II} и $v_{\Sigma 2}$, но их значение, как следует из результатов, практически не зависит от уровня касательных напряжений. На 1-м периоде можно принять $v_{II}=2,8 \cdot 10^{-10}$ м/об., а на 2-м периоде $v_{\Sigma 2}=1,25 \cdot 10^{-8}$ м/об. Расчеты при $\tau_{she}=5$ и 10 МПа следует рассматривать как условные, поскольку выбранная величина a_c больше размеров валка. Здесь интересны вычисления скорости v .

5. Обсуждение результатов исследования живучести валка

Полученные результаты дают возможность для диагностирования валков использовать кривую роста трещин, аппроксимируемую двумя прямыми участками с разными наклонами, пропорциональными скоростям v (рис. 5). Постоянство скорости роста трещины для смешанного механизма разрушения подтверждается представленными выше усталостными испытаниями образцов при укороченных пролетах: разрушение происходило плавно вплоть до разделения образца без характерного импульса, заставляющего вибрировать испытательную машину. Большему значению τ_{she} соответствует меньшая величина a_{oII} и a_{oIII} , что уменьшает как живучесть N_{II} , так и общий ее период N_{Σ} .

Этот вывод имеет важное практическое значение. Условия эксплуатации валков в различных клетях прокатного стана значительно отличаются друг от друга. Рабочие валки обжимных и предчистовых клеток подвергаются значительным динамическим и термическим нагрузкам. Это объясняется большими

обжатыми, ведущими к большой длине дуги контакта с раскатом и низкой скоростью их вращения (несколько десятков об/мин). В последних чистовых клетях наблюдается значительное снижение температуры полосы, что приводит к снижению ее пластичности. Это ведет к значительному снижению длины дуги контакта. При этом действующие на валки механические нагрузки остаются на достаточно высоком уровне, а термические нагрузки снижаются по величине и частоте. Скорость вращения валков в последних чистовых клетях составляет несколько сотен об/мин. Таким образом, вязкость сердцевины таких валков должна быть согласована с высокой твердостью их рабочего слоя. Валки промежуточных клетей воспринимают высокие, как механические, так и термические нагрузки и находятся, очевидно, в наиболее уязвимом состоянии. Возникает вопрос, в каких клетях валки повреждаются интенсивнее.

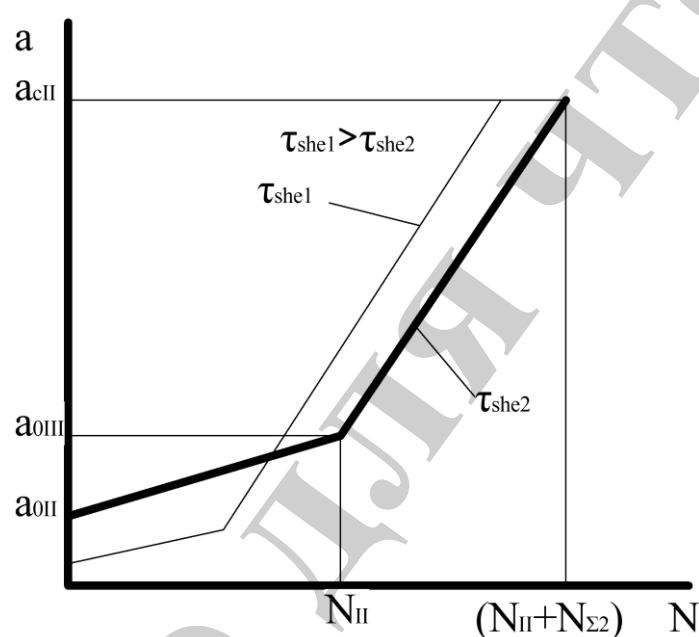


Рис. 5. Схематические графики развития кругового дефекта для различных величин τ_{she1} (тонкая) и τ_{she2} (жирная) в валке

Частота вращения валков НТЛС 1680 находится в диапазоне от 20 до 500 мин.⁻¹. Для значения $\tau_{she}=20$ МПа (которое устанавливается для многих станов и считается безопасным) по полученным данным (табл. 1) сроки службы составляют от 1433 до 35833 часов. Нарботки такого диапазона наблюдаются в производственных условиях. Это подтверждает актуальность постановочной задачи о необходимости диагностирования парка валков и рациональном маршруте их перестановки по клетям. В рассмотренном случае наработка вала (общее число оборотов) является достаточным диагностическим параметром для оценки его технического состояния. Обычно эта процедура производится путем ультразвукового контроля. После обнаружения дефекта размером a_0 необходимо установить дату следующей проверки. Если размер дефекта $a_0 > a_{0II}$, то число оборотов вала до достижения предельного размера a_c будет:

$$N_{\Sigma} = \frac{a_0 - a_{0III}}{v_{11}} + \frac{a_c - a_{0III}}{v_{\Sigma 2}}. \quad (14)$$

Оптимальный межконтрольный интервал будет равен половине, найденной по (10) долговечности N_{Σ} [24]. Однако чтобы воспользоваться этим алгоритмом, необходимо довольно детально оценить характеристики сопротивления разрушению материала валка.

При эксплуатации валки подвергаются ряду повреждающих процессов, которые ведут к их неисправному состоянию, когда ухудшается качество проката, а также к потере работоспособности, когда прокатка невозможна. Неисправное состояние, как правило, предшествует неработоспособному. Первое состояние связано с поверхностными повреждающими процессами, а второе – с «объемным» разрушением. Хотя поверхность валка периодически восстанавливается, но в приповерхностных слоях бочки, в шейках остаются развившиеся от поверхностных явлений трещиноподобные дефекты. Выявлен механизм, приводящий к постепенному развитию подобного дефекта.

При испытаниях вязких и хрупких сталей в условиях поперечного изгиба обнаружены особенности изменения формы фронта трещин при их росте, также установлено влияние коэффициента плеча изгиба γ_{1b} на циклическую прочность. Данные факты совместно с анализом отказов валков свидетельствуют, что ключевую роль в таком их разрушении могут играть касательные напряжения среза от усилия прокатки. Это объясняется невысокими пороговыми значениями КИН II моды для валковых материалов и тем, что напряжения τ_{sh} образуют симметричный по II моде за каждый оборот валка. Кроме того, изменение направления касательных напряжений относительно дефекта во время вращения валка создает при передаче им крутящего момента асимметричный циклический процесс III моды. Установлена последовательность изменения напряжений за один оборот валка для формирования параметров смешанных механизмов разрушения.

Особую актуальность предложенные разработки имеют для сравнительно коротких валков трубопрокатных станков. Для них количество отказов по браковке рабочей поверхности снижается по сравнению с отказами вследствие разрушения хвостовиков и шеек. Это объясняется ростом влияния поперечных напряжений от усилия прокатки.

Разработан алгоритм прогнозирования периода живучести, основанный на линейной модели роста дефекта. Проблемы действия смешанного механизма разрушения и нестационарности нагружения валков решаются методом кривых живучести. Такой подход был продемонстрирован ранее в работе [25]. Здесь он получил дальнейшее развитие, что позволило установить новые закономерности. Представляет интерес применение метода кривых живучести для сценариев смешанного разрушения контактной поверхности валков.

Подобные модели твердых тел в условиях циклического взаимодействия основаны на критериях разрушения материалов в процессе роста усталостных трещин. Оценка остаточного ресурса производится по алгоритму пошагового прироста трещин, разработанному методом сингулярных интегральных уравне-

ний теории упругости для тел с криволинейными трещинами. В результате найдены модели остаточной контактной долговечности, которые, по сути, являются кривыми живучести, для валковых, рельсовых и колесных сталей [26].

Для II и III моды разрушения кривые живучести внутренней круглой поперечной трещины имеют показатель наклона $m=2$. Постепенное увеличение дефекта по II моде провоцирует появление дополнительного процесса разрушения по III моде, что сопровождается заметным скачком скорости роста трещины (более чем в 200 раз). В рамках разработанной модели уровень напряжений влияет на период живучести путем изменения начальных и критических размеров дефекта для соответствующего механизма разрушения.

6. Выводы

1. В результате изучения воздействия внутренних силовых факторов на сферический дефект в теле вала выявлен сценарий разрушения вала, вследствие смешанного механизма. Важную роль в нем играют деформации II моды, которые ранее учитывались только при оценке деградации поверхности валков. Вклад касательных напряжений среза от усилия прокатки в процесс объемного разрушения валков до этого времени не учитывался.

2. Смешанный механизм разрушения ведет к увеличению скорости роста дефекта более чем на два порядка. В такой же пропорции снижается остаточный ресурс и живучесть вала. Достоверный прогноз этих показателей дает возможность эффективно эксплуатировать валки, максимально повысив степень выработки (использования) технического ресурса.

3. Разработан алгоритм прогнозирования остаточного ресурса работоспособного состояния валков на основе метода кривых живучести. Его опробование для условий непрерывного толстолистого стана горячей прокатки показало возможность использования алгоритма для мониторинга остаточного ресурса валков. При этом диагностическим параметром выступает наработка вала.

Литература

1. Ящур А. И. Система технического обслуживания и ремонта общепромышленного оборудования. М.: Изд-во НЦ ЭНАС, 2006. 360 с.
2. Belodedenko S. V., Yatsuba A. V., Klimenko Y. M. Technical condition assessment and prediction of the survivability of the mill rolls. Metallurgical and Mining Industry. 2015. Issue 1. P. 85–94.
3. Надежность и эффективность в технике. Т. 7 / под. ред. И. В. Апполонова // Качество и надежность в производстве. М.: Машиностроение, 1989. 280 с.
4. Жильцов А. П., Ахтырцев С. А. Метод дифференцированного учета удельного расхода валков тонколистовых станов в зависимости от уровня нагружения и длительности эксплуатации // Успехи современного естествознания. 2013. № 9. С. 163–165.
5. Стеблов А. Б. Исследование износа сортовых прокатных валков // Производство проката. 2010. № 10. С. 21–23.

6. Усталость металлов. Состояние поверхности и контактные взаимодействия / Троценко В. Т., Цыбанев Г. В., Грязнов Б. А., Налимов Ю. С. К.: Ин-т пробл. прочности им Г. С. Писаренко НАН Украины, 2009. 664 с.
7. Near-threshold propagation of Mode II and Mode III cracks / Holan L., Pippan R., Pokluda J., Hornikova J., Hohenwarter A., Slamechka K. // Crack paths (CP 2009). Vicenza, 2009. P. 585–592.
8. Cause and Prevention of Spalling of Backup Rolls for Hot Strip Mill / Ohkomori Y., Kitagawa I., Shinozuka K., Miyamoto R., Yazaki S., Inoue M. // Transactions of the Iron and Steel Institute of Japan. 1988. Vol. 28, Issue 1. P. 68–74. doi: 10.2355/isijinternational1966.28.68
9. Sekimoto Y. Analysis of hot strip work roll damage due to cobble // Transactions ISIJ. 1970. Vol. 10. P. 341–349.
10. Murakami Y., Sakae C., Hamada S. Mechanism of rolling contact fatigue and measurement of ΔK_{IIth} for steels // Engineering against fatigue. Rotterdam&Brookfield: A.A. Balkema Publ., 1999. P. 473–485.
11. Механика разрушения и прочность материалов. Т. 4 / Романив О. Н., Ярема С. Я., Никифорчин Г. И. и др. // Усталость и циклическая трещиностойкость конструкционных материалов. К.: Наук. Думка, 1990. 680 с.
12. Kapadia B. M., Marsden K. W. Safe minimum operating diameter of duplex cast roll with shell/core interface separation // 37th MWSP conf. proc. ISS. 1996. Vol. 33. P. 221–242.
13. Characteristics of high-speed tool steel as material of work roll in hot rolling. Vol. 2 / Yamamoto H., Uchida S., Araya S., Nakajima K., Hashimoto M., Kimura K. // 6th Int. rolling conf. proc. Dusseldorf, 1994. P. 59–64.
14. Quantitative Evaluation of Heat Crack Initiation Condition Under Thermal Shock / Sonoda A., Kashiwagi S., Hamada S., Noguchi H. // Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering. 2008. Vol. 2, Issue 1. P. 128–136. doi: 10.1299/jmmp.2.128
15. Sonoda A., Kashiwagi S., Noguchi H. Analysis of Small Spalling Mechanism on Hot Rolling Mill Roll Surface // Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyushu University. 2009. Vol. 69, Issue 1.
16. Analysis of Spalling in Roughing Mill Backup Rolls of Wide and Thin Strip Hot Rolling Process / Dong Q., Cao J., Li H., Zhou Y., Yan T., Wang W. // Steel research international. 2014. Vol. 86, Issue 2. P. 129–136. doi: 10.1002/srin.201300476
17. Матвиенко В. Н. Повышение работоспособности шеек и галтелей валков прокатных станов наплавкой слоя металла // Захист металургійних машин від поломок. 2006. Вип. 9. С. 153–157.
18. Gasiak G., Rabak G. Fatigue life of constructional materials under bending with torsion for crack propagation // Mechanical fatigue of metals: Proceeding of the 13-th Int. Colloquim. Ternopil, TSTU, 2006. P. 270–276.
19. Son I. S., Cho J.-R., Yoon H. Effects of moving mass on the dynamic behavior of cantilever beams with double cracks // Int. J. of Precision engineering and manufacturing. 2008. Vol. 9, Issue 3. P. 33–39.

20. Murakami Y. Metal fatigue: effects of small defects and nonmetallic inclusions. Oxford: Elsevier, 2002. 384 p.
21. Desimone H., Gonzalez J. K., Beretta S. A model for influence of inclusions in high cycle contact fatigue. Tenaris, 2004.
22. Broek D. Elementary engineering fracture mechanics. Leyden: Noordhoff Int. Publ., 1974. 408 p.
23. Jodejko-Pietruczuk A., Nowakowski T., Werbińska-Wojciechowska S. Block inspection policy model with imperfect inspections for multi-unit systems // RT&A. 2013. Vol. 8, Issue 3 (30). P. 75–86.
24. Прогнозирование работоспособности листопркатных валков / Белодеденко С. В., Горяной В. М., Бух И., Яцуба А. В. // Проблемы прочности. 2014. № 5. С. 89–95.
25. Datsyshyn O. P., Panasyuk V. V. Methods for the Evaluation of the Contact Durability of Elements of the Tribojoints (A Survey) // Materials Science. 2017. Vol. 52, Issue 4. P. 447–459. doi: 10.1007/s11003-017-9977-x